

Наука, 1969. – 934с. **12.** Поверхностная прочность материалов при трении / Под ред. *Б.И. Костецкого*. – К.: Техніка, 1981, – 387с. **13.** Любарский И.М., Палатник Л.С. Металлофизика трения. – М.: Наука, 1976. – 754с. **14.** Буше Н.А., Копытько В.В. Совместимость трущихся поверхностей. – М.: Машиностроение, 1981. – 363с. **15.** Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 384с.

Поступила в редколлегию 16.04.08

УДК 622.232.72-8

В.А. ДЕЙНИЧЕНКО, канд. техн. наук, институт «Донгипроуглемаш»
В.С. ВОСКРЕСЕНСКИЙ, инженер, институт «Донгипроуглемаш»
М.С. ВАСИЛЕНКО, инженер, институт «Донгипроуглемаш»

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЦЕВОЧНЫХ ПЕРЕДАЧ ДВИЖИТЕЛЕЙ УГОЛЬНЫХ КОМБАЙНОВ

Розглядається проблема поліпшення зносостійкості цевочних коліс із малим числом зубців з використанням узагальненої теорії. Наведені результати й рекомендації із проектування цевочних коліс із малим числом зубців.

The durability increase problem of small cog numbered pinwheels with use of the generalized theory is considered. Results and recommendations on small cog numbered pinwheels designing are resulted.

Постановка проблемы. В настоящее время, в связи с повышением требований к ресурсу и долговечности систем подачи очистных комбайнов, применение существующих методик для расчета цевочных передач не отвечает всем требованиям к качеству зацепления. Поэтому исследования в области цевочных передач требуют усовершенствования.

Цель статьи: создание передач с экстремальными числами зубьев систем подачи очистных комбайнов.

В качестве привода подачи современных очистных комбайнов широко используются бесцепные системы подачи (БСП) на базе цевочного зацепления.

В очистных комбайнах института «Донгипроуглемаш», в основном, применяются трехэлементные движители (приводное колесо – промежуточное колесо – цевочная рейка).

Особенностью работы движителя является эксплуатация цевочных передач без смазки (открытая передача) в среде угольной и породной массы.

В оценке работоспособности движителей бесцепных систем подачи большое значение имеет качество зацепления «колесо-рейка», т.к. важно обеспечить плавность хода комбайна и минимальные радиальные усилия в

зацеплении. Эти параметры могут в конечном итоге влиять на положение комбайна в пространстве и, следовательно, смещать исполнительный орган. Также критерием оценки является минимальный износ элементов движителя и исключение кромочного контакта вершины зуба колеса с цевкой при выходе из зацепления [1]. Основным способом создания геометрии цевочного зацепления можно считать методику [2], но в ней рассмотрено зацепление колеса с рейкой шагом 100 мм. В то же время в угольной промышленности находят применение конвейеры с шагом рейки 126 мм. При переходе на работу с рейкой 126 мм и сохранении габаритов подающей части число зубьев цевочной передачи приходится принимать $z=6-8$. Таким образом, в первую очередь необходимо получить эвольвентный профиль зуба промежуточного колеса ($z=8$), контактирующего с цевочной рейкой, используя теорию эвольвентного зацепления (ГОСТ 16532-70). Причем шаг по основной окружности промежуточного колеса должен совпадать с шагом цевочной рейки (в данном случае 126 мм). Однако получить такое колесо, чтобы оно удовлетворяло всем требованиям к качеству зацепления с рейкой и с приводным цевочным колесом, не удалось. Поэтому главным конструктором проекта Корольчуком А.Н. было принято решение об использовании блока шестерен, состоящего из колеса, зацепляющегося с рейкой, и пары эвольвентных колес с модулем порядка 40 мм (рис. 1). Изготовление таких колес производится на станках с ЧПУ.

При этом необходимо было решать задачи по созданию двух зацеплений: цевочное колесо-рейка, ведущая шестерня-колесо.

Достоинство движителей, построенных на обычном эвольвентно-цевочном зацеплении, состоит в том, что они обеспечивают стабильный характер скорости, но при этом работают в условиях кромочного контакта в паре «колесо-рейка», который снижает ресурс этих движителей [3]. Это было подтверждено кинематическим моделированием в пакете visualNastran 4D и MSC.ADAMS. Устранение кромочного контакта производится путем модификации головки зуба цевочного колеса.

Из-за конструктивных особенностей на очистных комбайнах в блоке движителя применяются колеса с минимальным числом зубьев пары $z=7-9$. Так как в литературе отсутствуют какие-либо рекомендации для выбора параметров таких пар, в институте ГП «Донгипроуглемаш» была попытка использования обычной эвольвентной теории. Спроектированная пара колес $z_1=6$, $z_2=8$ при испытаниях на шахте показала плохие результаты – было добыто 150 тыс. тонн угля, после чего она вышла из строя. Причиной этого стал большой износ контактирующих поверхностей. При эксплуатации указанной пары был отмечен высокий нагрев зубчатой передачи (до 80°).

Поэтому было принято решение применять далее пару колес $z_1=6$, $z_2=8$, полученную с помощью теории обобщенных параметров, так как улучшить качественные показатели традиционными методами не представлялось воз-

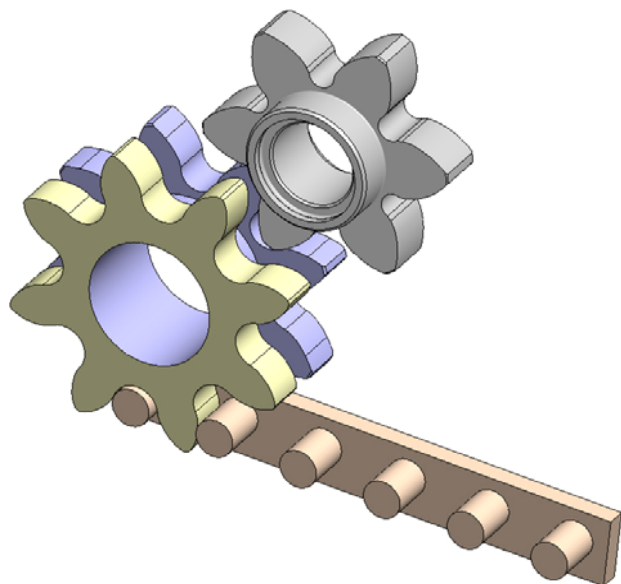


Рис. 1. Общий вид трехэлементного движителя с блоком шестерен

можным. Для получения нового профиля использовалась теория обобщенных параметров, изложенная в литературе [4]. На рис. 2 показана область существования эвольвентного зацепления.

Вне этой области может существовать отдельное зубчатое колесо, но не существует зубчатого зацепления. Область существования ограничена изолиниями $\varepsilon=1.0$, $\alpha_{p1}=0$, $\alpha_{p2}=0$. Геометрическое место касания изолиний $\alpha_{\omega}=\text{const}$ и $\varepsilon=\text{const}$, представлено линией Qq. На этой линии принятому углу зацепления α_{ω} соответствует максимальный коэффициент перекрытия ε , и наоборот – принятому коэффициенту перекрытия ε соответствует максимальный угол зацепления α_{ω} .

Чтобы получить перекрытие $\varepsilon>1.05$ и вписаться в заданное межосевое расстояние в паре $z_1=6$, $z_2=8$ пришлось уменьшить угол исходного профиля до 12 градусов. На рис. 3 показана область существования эвольвентного зацепления при числах зубьев $z_1=6$, $z_2=8$ с изолиниями перекрытия и межосевого расстояния.

Координаты точки пересечения ($\vartheta_1 = 51.09$, $\vartheta_2 = 45.76$) этих изолиний являются исходными данными для получения геометрии двух колес. Получившиеся колеса имеют следующие параметры: $z_1=6$, $z_2=8$; $x_1=1.428$, $x_2=0.273$; $D_{a1}=367$, $D_{a2}=432$.

Указанная пара колес $z=6-8$ была изготовлена и эксплуатировалась на шахте в тех же условиях, что и предыдущая.

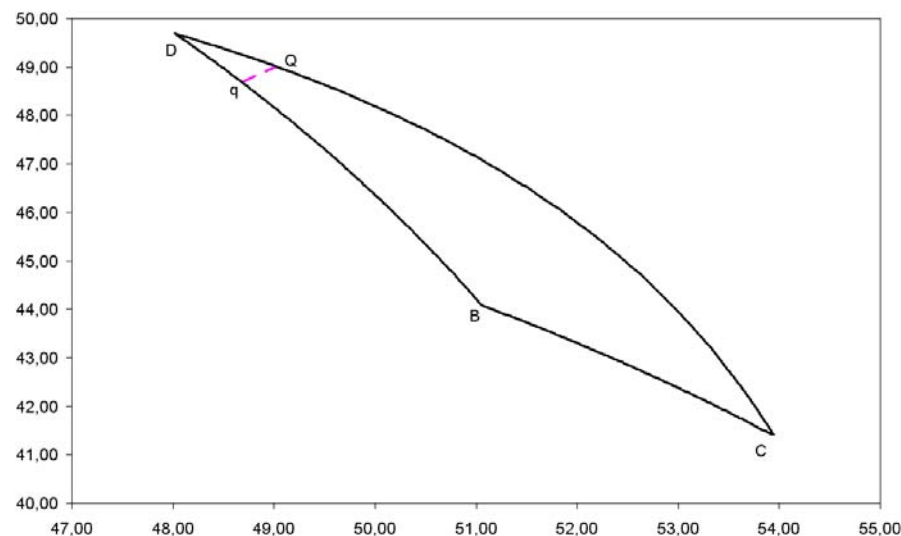


Рис. 2. Общий вид области существования эвольвентного зацепления $z_1=6$, $z_2=8$

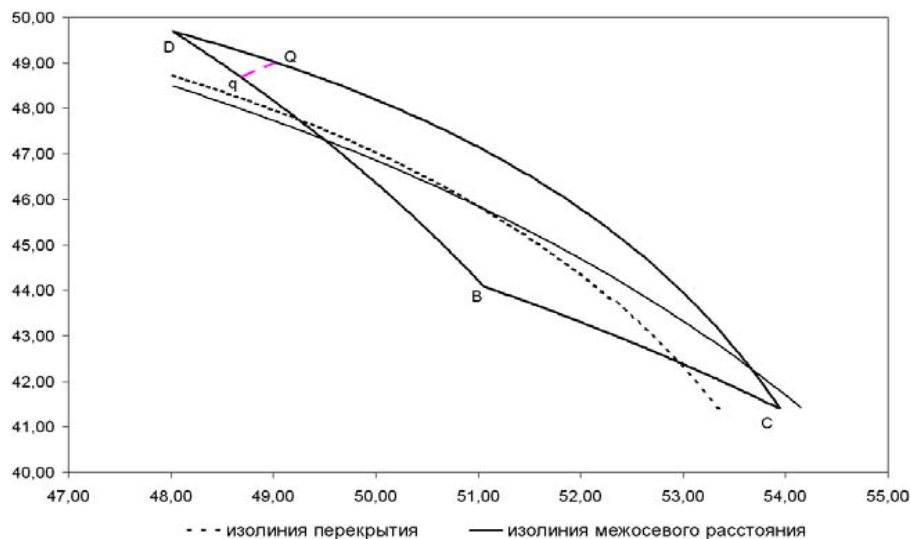


Рис. 3. Область существования эвольвентного зацепления для $z_1=6$ и $z_2=8$

Комбайном с помощью этой пары на шахте было добыто 450 тыс. тонн угля. Учитывая гарантийную наработку в 1 млн. тонн угля, результаты экс-

плуатации были признаны удовлетворительными. Температура колес при эксплуатации значительно снизилась.

Однако при испытаниях было установлено, что выход из строя этих колес произошел в результате катастрофического заедания и износа рабочих поверхностей.

Выводы и рекомендации. В результате использования описанной выше методики конструирования цевочных колес с использованием эвольвентной теории стало возможным:

- получение цевочных колес с малым числом зубьев ($z=6\div 8$);
- вписывание новых цевочных колес в существующие межосевые расстояния, что позволяет применять очистные комбайны на цевочных рейках с различным шагом без переделки систем подачи;
- получение достаточной плавности линейной скорости очистного комбайна;
- устранение кромочного контакта в зацеплении, что приводит к повышению ресурса движителей;
- уменьшение износа в зацеплении;
- снижение максимальных распорных усилий в паре «колесо-рейка», что позволяет снизить нагрузки на узлы системы подачи очистного комбайна.

Дальнейшие исследования должны быть направлены на создание передач с использованием способов исключения причин заедания (напр., применения фланкирования и др.).

Все вышесказанное является актуальным для создания цевочных колес движителей существующих очистных комбайнов, которые планируется использовать в комплексе с рейками различного шага (100, 108, 125, 126 мм) без значительных изменений корпусных и сопряженных деталей.

Список литературы: 1. Дейниченко В.А., Воскресенский В.С. и др. К вопросу проектирования цевочных бесцепных систем подачи очистных комбайнов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія "Гірничо-електромеханічна". – Вип. 99. – Донецьк: ДОНТУ, 2005. – 318с. 2. КД 12.10.024-99. Изделия угольного машиностроения. Бесцепные системы подачи. Методика расчета параметров движителей. 3. Гавриленко В.А. Геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машгиз, 1949. – 399с. 4. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с.

Поступила в редколлегию 18.04.08

УДК 621.833

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, докт. техн. наук, ЗАО "НКМЗ",
Г.С. СУКОВ, генеральный директор "ЗАО "НКМЗ",
А.И. ВОЛОШИН, главный инженер ЗАО "НКМЗ"

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КПД РЕДУКТОРА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Отримано експериментальні залежності ККД редуктора із проміжними тілами кочення від частоти обертання вхідного вала, при різних навантаженнях прикладених до вихідного вала.

Experimental dependences of efficiency of a gearbox with intermediate bodies of a rolling from a rotational speed of the input shaft are received at various loadings affixed to an output shaft.

Редукторы являются неотъемлемой частью большинства машин и оборудования, они преобразуют кинематические и силовые параметры вращения к заданным значениям. Наличие высших кинематических пар в зацеплении обеспечивает наиболее высокие потребительские характеристики редукторов, определяют их уникальные возможности адаптации к различным механическим системам и условиям эксплуатации. Изыскание эффективных направлений снижения габаритов и массы редукторов, удовлетворения возрастающих требований к долговечности, надежности, несущей способности, приводит к более совершенным конструктивным решениям, основанным на многопоточной передаче крутящих моментов, например, за счет планетарности, использовании гибких звеньев и др.

В ЗАО «НКМЗ» разработан ряд оригинальных конструкций передач с промежуточными телами качения, позволивших в значительной мере снизить габариты и материалоемкость редукторов, существенно повысить их нагрузочную способность [1-4]. Для практической реализации перспективных разработок необходима объективная оценка их потребительских характеристик.

КПД представляет универсальный критерий технической оценки любого механизма, характеризует принцип действия, наукоёмкость, уровень техники и технологии. Потери в передачах с промежуточными телами качения представляют многофакторные зависимости, что осложняет их расчёт. Поэтому КПД подобных передач принято определять экспериментально [5].

Техническая характеристика опытного редуктора с промежуточными телами качения ПК-165 приведена в таблице. Экспериментальные исследования редуктора ПК-165 проводились на стенде с разомкнутым силовым контуром (рис. 1). В качестве нагружающего устройства использовался порошковый тормоз ТЭП250-У.

Крутящие моменты измерялись методом тензометрии через фольговые тензорезисторы 2ФКПА, установленные на входном и выходном валах испытуемого редуктора, с помощью комплекта тензометрической аппаратуры [6].